

RECEIVED

11 JUN 2004

PCT/JP03/16481

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

22.1.2004

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2002年12月25日

出願番号
Application Number: 特願2002-374329
[ST. 10/C]: [JP2002-374329]

出願人
Applicant(s): 本田技研工業株式会社

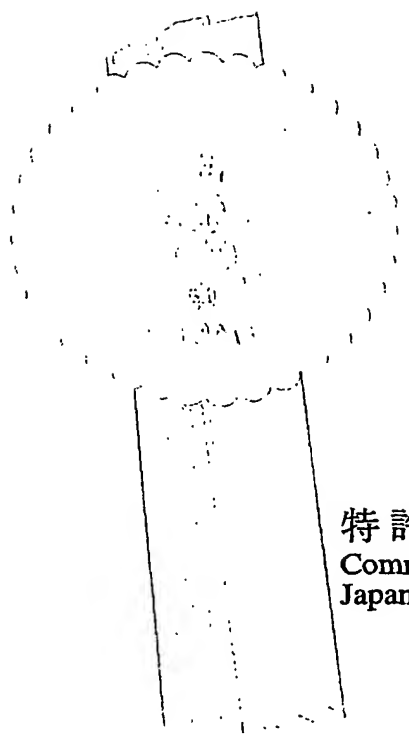
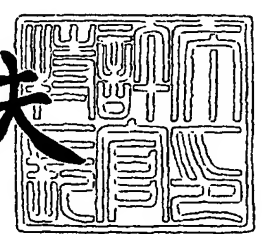
RECEIVED
11 MAR 2004
WIPO PCT

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2004年 2月26日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



【書類名】 特許願
【整理番号】 H102380201
【提出日】 平成14年12月25日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F01B 3/02
【発明の名称】 回転流体機械
【請求項の数】 2
【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

【氏名】 牧野 博行

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

【氏名】 本間 健介

【特許出願人】

【識別番号】 000005326

【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社

【代表者】 吉野 浩行

【代理人】

【識別番号】 100071870

【弁理士】

【氏名又は名称】 落合 健

【選任した代理人】

【識別番号】 100097618

【弁理士】

【氏名又は名称】 仁木 一明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 回転流体機械

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ロータ(22)の両端部を第1軸受け(23f, 23r)および第2軸受け(24)を介してケーシング(11)に回転自在に支持し、作動媒体の圧力エネルギーとロータ(22)が回転する機械エネルギーとを相互に変換するエネルギー変換手段を該ロータ(22)に設けた回転流体機械において、

前記第1軸受け(23f, 23r)および第2軸受け(24)のうち、第1軸受け(23f, 23r)のみで軸方向荷重を支持可能であることを特徴とする回転流体機械。

【請求項2】 前記回転流体機械は膨張機(E)であり、前記エネルギー変換手段はアキシャルピストンシリンダ群(56)であることを特徴とする、請求項1に記載の回転流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ロータの両端部を第1軸受けおよび第2軸受けを介してケーシングに回転自在に支持し、作動媒体の圧力エネルギーとロータが回転する機械エネルギーとを相互に変換するエネルギー変換手段を該ロータに設けた回転流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】

かかる回転流体機械は、下記特許文献により公知である。この回転流体機械は高温高圧蒸気の圧力エネルギーを半径方向内外に2段に配置されたアキシャルピストンシリンダ群によって出力軸を回転させる機械エネルギーに変換するものであり、そのロータの軸方向両端部は各々1個のアンギュラベアリングによってケーシングに回転自在に支持されている。

【0003】

【特許文献】

特開 2002-256805 号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記従来の膨張機のロータの軸方向両端部をケーシングに支持する一対のアンギュラベアリングは、ロータの径方向荷重を支持するだけでなく、ロータを軸方向に位置決めすべく軸方向荷重も支持するようになっている。そのため、ロータとケーシングとの熱膨張量の差によって、前記一対のアンギュラベアリング間の軸受間隙が変化して耐久性が低下したり、ロータの支持が不安定になってスムーズな回転が阻害されたり、アキシャルピストンシリンダ群のデッドボリウム（上死点にあるピストンの頂部とシリンダ頂部との間の空間）が変動して膨張比が変化したりする問題があった。

【0005】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、回転流体機械のケーシングおよびロータ間の熱膨張量の差により発生する上記問題を解消することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項 1 に記載された発明によれば、ロータの両端部を第 1 軸受けおよび第 2 軸受けを介してケーシングに回転自在に支持し、作動媒体の圧力エネルギーとロータが回転する機械エネルギーとを相互に変換するエネルギー変換手段を該ロータに設けた回転流体機械において、前記第 1 軸受けおよび第 2 軸受けのうち、第 1 軸受けのみで軸方向荷重を支持可能であることを特徴とする回転流体機械が提案される。

【0007】

上記構成によれば、ロータの両端部をケーシングに回転自在に支持する第 1 軸受けおよび第 2 軸受けのうち、第 1 軸受けのみで軸方向荷重を支持可能であるので、第 1 軸受けのみによってロータをケーシングに対して軸方向に位置決めしながら、ケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差によって第 2 軸受けとロータとの間に軸方向の荷重が加わるのを防止することができる。これにより、ケ

ーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差に起因する第1、第2軸受けに対する予荷重の低下、あるいは軸受間の間隙の変化に伴う、高温時ならびに、特に低温時における荷重の変動による耐久性の低下を防止できるだけでなく、第1、第2軸受けによるロータの支持を安定させてスムーズな回転を可能にすることができ、しかもエネルギー変換手段のデッドボリウムの変動を減少させて所望の容積比（膨張比あるいは圧縮比）を確保することができる。

【0008】

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記回転流体機械は膨張機であり、前記エネルギー変換手段はアキシャルピストンシリンダ群であることを特徴とする回転流体機械が提案される。

【0009】

上記構成によれば、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する膨張機のエネルギー変換手段を軸方向長さが大であるアキシャルピストンシリンダ群で構成したので、低温時および高温時の温度差が大きいためにケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差が著しくなっても、第1、第2軸受けに過大な変動荷重が加わるのを防止することができる。しかもピストンおよびシリンダ間のデッドボリウムを安定させて膨張機の容積比（膨張比）が変化するのを防止することができる。

【0010】

尚、実施例の組み合わせアンギュラベアリング23f、23rは本発明の第1軸受けに対応し、実施例のラジアルベアリング24は本発明の第2軸受けに対応する。

【0011】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0012】

図1～図13は本発明の一実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3-3線矢視図、図4は図1の4部抜

大図、図5は図1の5部拡大図、図6はロータの分解斜視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9部拡大図、図10は図5の10-10線断面図、図11は図5の11-11線断面図、図12は図5の12-12線断面図、図13は図5の13-13線断面である。

【0013】

図1～図9に示すように、本実施例の膨張機Eは例えばランキンサイクル装置に使用されるもので、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Eのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部にシール部材13を介して複数本のボルト14…で結合される前部カバー15と、ケーシング本体12の後面開口部にシール部材16を介して複数本のボルト17…で結合される後部カバー18と、ケーシング本体12の下面開口部にシール部材19を介して複数本のボルト20…で結合されるオイルパン21とで構成される。

【0014】

ケーシング11の中央を前後方向に延びる軸線Lまわりに回転可能に配置されたロータ22は、その前部を前部カバー15に設けた組み合わせアンギュラベアリング23f、23rによって支持され、その後部をケーシング本体12に設けたラジアルベアリング24によって支持される。前部カバー15の後面に斜板ホルダ28が一体に形成されており、この斜板ホルダ28にアンギュラベアリング30を介して斜板31が回転自在に支持される。斜板31の軸線は前記ロータ22の軸線Lに対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

【0015】

ロータ22は、組み合わせアンギュラベアリング23f、23rで前部カバー15に支持された出力軸32と、出力軸32の後部に相互に所定幅の切欠57、58（図4および図9参照）を介して一体に形成された3個のスリーブ支持フランジ33、34、35と、後側のスリーブ支持フランジ35にメタルガasket 36を介して複数本のボルト37…で結合され、前記ラジアルベアリング24でケーシング本体12に支持されたロータヘッド38と、3個のスリーブ支持フランジ33、34、35に前方から嵌合して複数本のボルト39…で前側のスリー

ブ支持フランジ 3 3 に結合された断熱カバー 4 0 とを備える。

【0 0 1 6】

3 個のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 には各々 5 個のスリーブ支持孔 3 3 a..., 3 4 a..., 3 5 a... が軸線 L まわりに 7 2° 間隔で形成されており、それらのスリーブ支持孔 3 3 a..., 3 4 a..., 3 5 a... に 5 本のシリンダスリーブ 4 1... が後方から嵌合する。各々のシリンダスリーブ 4 1 の後端にはフランジ 4 1 a が形成されており、このフランジ 4 1 a が後側のスリーブ支持フランジ 3 5 のスリーブ支持孔 3 5 a に形成した段部 3 5 b に嵌合した状態でメタルガスケット 3 6 に当接して軸方向に位置決めされる (図 9 参照)。各々のシリンダスリーブ 4 1 の内部にピストン 4 2 が摺動自在に嵌合しており、ピストン 4 2 の前端は斜板 3 1 に形成したディンプル 3 1 a に当接するとともに、ピストン 4 2 の後端とロータヘッド 3 8 との間に蒸気の膨張室 4 3 が区画される。

【0 0 1 7】

前部カバー 1 5 の前面にシール部材 9 1 を介して板状のベアリングホルダ 9 2 が重ね合わされてボルト 9 3... で固定され、そのベアリングホルダ 9 2 の前面にシール部材 9 4 を介してポンプボディ 9 5 が重ね合わされてボルト 9 6... で固定される。組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は、前部カバー 1 5 の段部とベアリングホルダ 9 2 との間に挟まれて軸線 L 方向に固定される。

【0 0 1 8】

組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を支持する出力軸 3 2 に形成したフランジ 3 2 d と組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースとの間に所定厚さのシム 9 7 が挟持され、出力軸 3 2 の外周に螺合するナット 9 8 で組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースが締め付けられる。その結果、出力軸 3 2 は組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r に対して、つまりケーシング 1 1 に対して軸線 L 方向に位置決めされる。

【0 0 1 9】

組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は相互に逆向きに装着されており、出力軸 3 2 を径方向に支持するだけでなく、軸線 L 方向にも移動不能に支

持している。即ち、一方の組み合わせアンギュラベアリング 23 f は出力軸 32 が前方に移動するのを規制し、他方の組み合わせアンギュラベアリング 23 r は出力軸 32 が後方に移動するのを規制するように配置される。

【0020】

ロータ 22 の前部を支持する軸受けに組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r を使用したので、膨張機 E の所定の運転状態において膨張室 43...で発生する軸線 L 方向両側への荷重は、その一方がロータ 22 を介して組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r のインナーレースに伝達され、その他方が斜板 31 および前部カバー 15 の斜板ホルダ 28 を介して組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r のアウターレースに伝達される。これら二つの荷重は、斜板 31 を支持するアンギュラベアリング 30 とロータ 22 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r とに挟まれた前部カバー 15 の斜板ホルダ 28 を圧縮するもので、機構部の剛性は高いものとなる。しかも本実施例の如く、斜板ホルダ 28 を前部カバー 15 と一体に構成することで、更に剛性が高く簡略な構造となる。

【0021】

更に、斜板 31 を支持するアンギュラベアリング 30 とロータ 22 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r とを前部カバー 15 に組み込むことにより、「ロータ 22 およびピストン 42...」、「前部カバー 15 のアセンブリ」、「ポンプボディ 95」というユニット単位で組立作業が行え、ピストン 42...の組み替えやオイルポンプ 49 の交換といった作業の効率が改善される。

【0022】

またロータ 22 の後端部を構成するロータヘッド 38 を支持するラジアルベア 24 は径方向の荷重のみを支持する通常のボールベアリングであって、ロータヘッド 38 がラジアルベアリング 24 に対して軸線 L 方向に摺動できるように、ロータヘッド 38 とラジアルベアリング 24 のインナーレースとの間に隙間 α (図参照) が形成される。

【0023】

ロータ 22 と一体の出力軸 32 内部に軸線 L 上に延びるオイル通路 32 a が形

成されており、このオイル通路 3 2 a の前端は径方向に分岐して出力軸 3 2 の外周の環状溝 3 2 b に連通する。ロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 の径方向内側位置において、前記オイル通路 3 2 a の内周にシール部材 4 4 を介してオイル通路閉塞部材 4 5 が螺合しており、その近傍のオイル通路 3 2 a から径方向外側に延びる複数のオイル孔 3 2 c …が出力軸 3 2 の外周面に開口する。

【0024】

ポンプボディ 9 5 の前面に形成した凹部 9 5 a と、ポンプボディ 9 5 の前面にシール部材 4 6 を介して複数本のボルト 4 7 …で固定したポンプカバー 4 8 との間に配置されたトロコイド型のオイルポンプ 4 9 は、前記凹部 9 5 a に回転自在に嵌合するアウターロータ 5 0 と、出力軸 3 2 の外周に固定されてアウターロータ 5 0 に噛合するインナーロータ 5 1 とを備える。オイルパン 2 1 の内部空間はオイルパイプ 5 2 およびポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 b を介してオイルポンプ 4 9 の吸入ポート 5 3 に連通し、オイルポンプ 4 9 の吐出ポート 5 4 はポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 c を介して出力軸 3 2 の環状溝 3 2 b に連通する。

【0025】

シリンダスリーブ 4 1 に摺動自在に嵌合するピストン 4 2 はエンド部 6 1、中間部 6 2 およびトップ部 6 3 からなる。エンド部 6 1 は斜板 3 1 のディンプル 3 1 a に当接する球面部 6 1 a を有する部材であって、中間部 6 2 の先端に溶接で結合される。中間部 6 2 は大容積の中空空間 6 2 a を有する円筒状の部材であって、トップ部 6 3 に近い外周部に直径が僅かに減少した小径部 6 2 b を有しており、そこを半径方向に貫通するように複数のオイル孔 6 2 c …が形成されるとともに、小径部 6 2 b よりも前方の外周部に複数本の螺旋状のオイル溝 6 2 d …が形成される。膨張室 4 3 に臨むトップ部 6 3 は中間部 6 2 と一体に形成されており、その内面に形成された隔壁 6 3 a と、その後端面に嵌合して溶接された蓋部材 6 4 との間に断熱空間 6 5 (図 9 参照) が形成される。トップ部 6 3 の外周には 2 本の圧縮リング 6 6、6 6 と 1 本のオイルリング 6 7 とが装着されており、オイルリング 6 7 が嵌合するオイルリング溝 6 3 b は複数のオイル孔 6 3 c …を介して中間部 6 2 の中空空間 6 2 a に連通する。

【0026】

ピストン42のエンド部61および中間部62は高炭素鋼製、トップ部63はステンレス製であり、そのうちエンド部61には高周波焼入れが、中間部62には焼入れが施される。その結果、斜板31に大きな面圧で当接するエンド部61の耐高面圧性と、厳しい潤滑条件でシリンダスリーブ41に摺接する中間部62の耐摩耗性と、膨張室43に臨んで高温高圧に晒されるトップ部63の耐熱・耐蝕性とが満たされる。

【0027】

シリンダスリーブ41の中間部外周に環状溝41b（図6および図9参照）が形成されており、この環状溝41bに複数のオイル孔41c…が形成される。シリンダスリーブ41の回転方向の取付位置に関わらず、出力軸32に形成したオイル孔32c…と、ロータ22の中央のスリーブ支持フランジ34に形成したオイル孔34b…（図4および図6参照）とが環状溝41bに連通する。ロータ22の前側および後側のスリーブ支持フランジ33、35と断熱カバー40との間に形成された空間68は、断熱カバー40に形成したオイル孔40a…（図4および図7参照）を介してケーシング11の内部空間に連通する。

【0028】

ロータ22の前側のスリーブ支持フランジ33の後面にボルト37…で結合されたロータヘッド38の前側もしくは膨張室43…側に環状の蓋部材69が溶接されており、蓋部材69の背面もしくは後面に環状の断熱空間70（図9参照）が区画される。ロータヘッド38はノックピン55により後側のスリーブ支持フランジ35に対して回転方向に位置決めされる。

【0029】

尚、5個のシリンダスリーブ41…と5個のピストン42…とは本発明のアクシシャルピストンシリンダ群56を構成する。

【0030】

次に、ロータ22の5個の膨張室43…に蒸気を供給・排出するロータリバルブ71の構造を、図5および図10～図13に基づいて説明する。

【0031】

図5に示すように、ロータ22の軸線Lに沿うように配置されたロータリバルブ71は、バルブ本体部72と、固定側バルブプレート73と、可動側バルブプレート74とを備える。可動側バルブプレート74は、ロータ22の後面にノックピン75で回転方向に位置決めされた状態で、オイル通路閉塞部材45（図4参照）に螺合するボルト76で固定される。尚、ボルト76はロータヘッド38を出力軸32に固定する機能も兼ね備えている。

【0032】

図5から明らかなように、可動側バルブプレート74に平坦な摺動面77を介して当接する固定側バルブプレート73は、バルブ本体部72の前面の中心に1本のボルト78で固定されるとともに、バルブ本体部72の外周部に環状の固定リング79および複数本のボルト80で固定される。その際に、固定リング79の内周に形成した段部79aが固定側バルブプレート73の外周にインロウ嵌合するように圧入され、かつ固定リング79の外周に形成した段部79bがバルブ本体部72の外周にインロウ嵌合することで、バルブ本体部72に対する固定側バルブプレート73の同軸性が確保される。またバルブ本体部72と固定側バルブプレート73との間に、固定側バルブプレート73を回転方向に位置決めするノックピン81が配置される。

【0033】

従って、ロータ22が回転すると、可動側バルブプレート74および固定側バルブプレート73は摺動面77において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74は、カーボンやセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成されており、更にまたその摺動面77に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすれば更に耐久性を向上できる。

【0034】

ステンレス製のバルブ本体部72は、大径部72aおよび小径部72bを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部72aおよび小径部72bの外周面が、それぞれシール部材82, 83を介して後部カバー18の円形断面の支持面18a, 18bに軸線L方向に摺動自在に嵌合し、バルブ本体部72の外周面に

植設したピン 8 4 が後部カバー 1 8 に軸線 L 方向に形成した切欠 1 8 c に嵌合することで回転方向に位置決めされる。後部カバー 1 8 に軸線 L を囲むように複数個のプリロードスプリング 8 5 … が支持されており、これらプリロードスプリング 8 5 … に大径部 7 2 a および小径部 7 2 b 間の段部 7 2 c を押圧されたバルブ本体部 7 2 は、固定側バルブプレート 7 3 および可動側バルブプレート 7 4 の摺動面 7 7 を密着させるべく前方に向けて付勢される。

【 0 0 3 5 】

バルブ本体部 7 2 の後面に接続された蒸気供給パイプ 8 6 は、バルブ本体部 7 2 の内部に形成した第 1 蒸気通路 P 1 と、固定側バルブプレート 7 3 に形成した第 2 蒸気通路 P 2 とを介して摺動面 7 7 に連通する。またケーシング本体 1 2 および後部カバー 1 8 とロータ 2 2 との間にはシール部材 8 7 でシールされた蒸気排出室 8 8 が形成されており、この蒸気排出室 8 8 はバルブ本体部 7 2 の内部に形成した第 6、第 7 蒸気通路 P 6, P 7 と、固定側バルブプレート 7 3 に形成した第 5 蒸気通路 P 5 とを介して摺動面 7 7 に連通する。バルブ本体部 7 2 と固定側バルブプレート 7 3 との合わせ面には、第 1、第 2 蒸気通路 P 1, P 2 の接続部を囲むシール部材 8 9 と、第 5、第 6 蒸気通路 P 5, P 6 の接続部を囲むシール部材 9 0 とが設けられる。

【 0 0 3 6 】

軸線 L を囲むように等間隔で配置された 5 個の第 3 蒸気通路 P 3 … が可動側バルブプレート 7 4 を貫通しており、軸線 L を囲むようにロータ 2 2 に形成された 5 個の第 4 蒸気通路 P 4 … の両端が、それぞれ前記第 3 蒸気通路 P 3 … および前記膨張室 4 3 … に連通する。第 2 蒸気通路 P 2 の摺動面 7 7 に開口する部分は円形であるのに対し、第 5 蒸気通路 P 5 の摺動面 7 7 に開口する部分は軸線 L を中心とする円弧状に形成される。

【 0 0 3 7 】

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機 E の作用を説明する。

【 0 0 3 8 】

蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ 8 6 からロータリバルブ 7 1 のバルブ本体部 7 2 に形成した第 1 蒸気通路 P 1 と、このバルブ本

体部 7 2 と一体の固定側バルブプレート 7 3 に形成した第 2 蒸気通路 P 2 とを経て、可動側バルブプレート 7 4 との摺動面 7 7 に達する。そして摺動面 7 7 に開口する第 2 蒸気通路 P 2 はロータ 2 2 と一体に回転する可動側バルブプレート 7 4 に形成した対応する第 3 蒸気通路 P 3 に所定の吸気期間において瞬時的に連通し、高温高圧蒸気は第 3 蒸気通路 P 3 からロータ 2 2 に形成した第 4 蒸気通路 P 4 を経てシリンダスリーブ 4 1 内の膨張室 4 3 に供給される。

【0039】

ロータ 2 2 の回転に伴って第 2 蒸気通路 P 2 および第 3 蒸気通路 P 3 の連通が絶たれた後も膨張室 4 3 内で高温高圧蒸気が膨張することで、シリンダスリーブ 4 1 に嵌合するピストン 4 2 が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端のエンド部 6 1 が斜板 3 1 のディンプル 3 1 a を押圧する。その結果、ピストン 4 2 が斜板 3 1 から受ける反力でロータ 2 2 に回転トルクが与えられる。そしてロータ 2 2 が 5 分の 1 回転する毎に、相隣り合う新たな膨張室 4 3 内に高温高圧蒸気が供給されてロータ 2 2 が連続的に回転駆動される。

【0040】

ロータ 2 2 の回転に伴って下死点に達したピストン 4 2 が斜板 3 1 に押圧されて上死点に向かって後退する間に、膨張室 4 3 から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ 2 2 の第 4 蒸気通路 P 4 と、可動側バルブプレート 7 4 の第 3 蒸気通路 P 3 と、摺動面 7 7 と、固定側バルブプレート 7 3 の円弧状の第 5 蒸気通路 P 5 と、バルブ本体部 7 2 の第 6、第 7 蒸気通路 P 6, P 7 とを経て蒸気排出室 8 8 に排出され、そこから凝縮器に供給される。

【0041】

ロータ 2 2 の回転に伴って出力軸 3 2 に設けたオイルポンプ 4 9 が作動し、オイルパン 2 1 からオイルパイプ 5 2、ポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 b、吸入ポート 5 3 を経て吸入されたオイルが吐出ポート 5 4 から吐出され、ポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 c、出力軸 3 2 のオイル通路 3 2 a、出力軸 3 2 の環状溝 3 2 b、出力軸 3 2 のオイル孔 3 2 c…、シリンダスリーブ 4 1 の環状溝 4 1 b およびシリンダスリーブ 4 1 のオイル孔 4 1 c…を経て、ピストン 4 2 の中間部 6 2 に形成した小径部 6 2 b とシリンダスリーブ 4 1 との間の空間に供給さ

れる。そして前記小径部 6 2 b に保持されたオイルの一部は、ピストン 4 2 の中間部 6 2 に形成した螺旋状のオイル溝 6 2 d … に流れてシリンダスリーブ 4 1 との摺動面を潤滑し、また前記オイルの他の一部はピストン 4 2 のトップ部 6 3 に設けた圧縮リング 6 6, 6 6 およびオイルリング 6 7 とシリンダスリーブ 4 1 との摺動面を潤滑する。

【 0 0 4 2 】

供給された高温高圧蒸気の一部が凝縮した水が膨張室 4 3 からシリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面に浸入してオイルに混入することは避けられず、そのために前記摺動面の潤滑条件は厳しいものとなるが、必要量のオイルをオイルポンプ 4 9 から出力軸 3 2 の内部を通してシリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面に直接供給することで、十分な油膜を維持して潤滑性能を確保するとともにオイルポンプ 4 9 の小型化を図ることができる。

【 0 0 4 3 】

シリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面からオイルリング 6 7 によって掻き取られたオイルは、オイルリング溝 6 3 b の底部に形成したオイル孔 6 3 c … からピストン 4 2 の内部の中空空間 6 2 a に流入する。前記中空空間 6 2 a はピストン 4 2 の中間部 6 2 を貫通する複数のオイル孔 6 2 c … を介してシリンダスリーブ 4 1 の内部に連通しており、かつシリンダスリーブ 4 1 の内部は複数のオイル孔 4 1 c … を介して該シリンダスリーブ 4 1 の外周の環状溝 4 1 b に連通している。環状溝 4 1 b の周囲はロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 によって覆われているが、スリーブ支持フランジ 3 4 にはオイル孔 3 4 b が形成されているため、ピストン 4 2 の中空空間 6 2 a 内のオイルは遠心力で半径方向外側に付勢され、スリーブ支持フランジ 3 4 のオイル孔 3 4 b を通して断熱カバー 4 0 内の空間 6 8 に排出され、そこから断熱カバー 4 0 のオイル孔 4 0 a … を通してオイルパン 2 1 に戻される。その際に、前記オイル孔 3 4 b はスリーブ支持フランジ 3 4 の半径方向外端よりも軸線 L 寄りに偏倚した位置にあるため、そのオイル孔 3 4 b よりも半径方向外側にあるオイルは遠心力でピストン 4 2 の中空空間 6 2 a に保持される。

【 0 0 4 4 】

このように、ピストン 4 2 の内部の中空空間 6 2 a に保持されたオイルとピストン 4 2 の外周の小径部 6 2 b とに保持されたオイルとは、膨張室 4 3 の容積が増加する膨張行程において前記小径部 6 2 b からトップ部 6 3 側に供給され、また膨張室 4 3 の容積が減少する圧縮行程において前記小径部 6 2 b からエンド部 6 1 側に供給されるため、ピストン 4 2 の軸方向全域を確実に潤滑することができる。またピストン 4 2 の中空空間 6 2 a の内部でオイルが流動することで、高温高压蒸気に晒されるトップ部 6 3 の熱を低温のエンド部 6 1 に伝えてピストン 4 2 の温度が局部的に上昇するのを回避することができる。

【0045】

第 4 蒸気通路 P 4 から高温高压蒸気が膨張室 4 3 に供給されたとき、膨張室 4 3 に臨むピストン 4 2 のトップ部 6 3 と中間部 6 2 との間には断熱空間 6 5 が形成されており、また膨張室 4 3 に臨むロータヘッド 3 8 にも断熱空間 7 0 が形成されているため、膨張室 4 3 からピストン 4 2 およびロータヘッド 3 8 への熱逃げを最小限に抑えて膨張機 E の性能向上に寄与することができる。またピストン 4 2 の内部に大容積の中空空間 6 2 a を形成したので、ピストン 4 2 の重量を低減することができるだけでなく、ピストン 4 2 の熱マスを減少させて膨張室 4 3 からの熱逃げを更に効果的に低減することができる。

【0046】

後側のスリーブ支持フランジ 3 5 とロータヘッド 3 8 との間にメタルガスケット 3 6 を介在させて膨張室 4 3 をシールしたので、肉厚の大きい環状のシール部材を介して膨張室 4 3 をシールする場合に比べて、シールまわりのデッドボリュームを減らすことができ、これにより膨張機 E の容積比（膨張比）を大きく確保し、熱効率を高めて出力の向上を図ることができる。またシリンダスリーブ 4 1 をロータ 2 2 と別体で構成したので、ロータ 2 2 の材質に制約されずに熱伝導性、耐熱性、強度、耐摩耗性等を考慮してシリンダスリーブ 4 1 の材質を選択することができ、しかも摩耗・損傷したシリンダスリーブ 4 1 だけを交換することができるので経済的である。

【0047】

またロータ 2 2 の外周面に円周方向に形成した 2 個の切欠 5 7, 5 8 からシリ

シリンダスリーブ41の外周面が露出するので、ロータ22の重量を軽減できただけでなく、ロータ22の熱マスを減少させて熱効率の向上を図ることができ、しかも前記切欠57、58を断熱空間として機能させることでシリンダスリーブ41からの熱逃げを抑制することができる。更に、ロータ22の外周部を断熱カバー40で覆ったので、シリンダスリーブ41からの熱逃げを一層効果的に抑制することができる。

【0048】

ロータリバルブ71は固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74間の平坦な摺動面77を介してアキシャルピストンシリンダ群56に蒸気を供給・排出するので、蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面77は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。しかも複数本のプリロードスプリング85…でバルブ本体部72にプリセット荷重を与えて固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74の摺動面77に面圧を発生させるので、摺動面77からの蒸気のリークを一層効果的に抑制することができる。

【0049】

またロータリバルブ71のバルブ本体部72が熱膨張量の大きいステンレス製であり、このバルブ本体72に固定される固定側バルブプレート73が熱膨張量の小さいカーボン製あるいはセラミックス製であるため、熱膨張量の差によって両者間のセンタリングがずれる可能性があるが、固定リング79の内周の段部79aを固定側バルブプレート73の外周に圧入によりインロウ嵌合させ、かつ固定リング79の外周の段部79bをバルブ本体部72の外周にインロウ嵌合させた状態で、固定リング79を複数本のボルト80…でバルブ本体部72に固定したので、インロウ嵌合の調芯作用により固定側バルブプレート73をバルブ本体部72に対して精密にセンタリングし、蒸気の供給・排出タイミングのずれを防止して膨張機Eの性能低下を防止することができる。しかもボルト80…の締結力で固定側バルブプレート73とバルブ本体部72との当接面を均一に密着させ、その当接面からの蒸気の漏れを抑制することができる。

【0050】

更に、後部カバー 18 をケーシング本体 12 から取り外すだけで、ケーシング本体 12 に対してロータリバルブ 71 を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向上する。また高温高压蒸気が通過するロータリバルブ 71 は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板 31 や出力軸 32 がロータ 22 を挟んでロータリバルブ 71 の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ 71 の熱でオイルが加熱されて斜板 31 や出力軸 32 の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ 71 を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

【0051】

ところで、膨張機 E を組み立てる際にシリンダスリーブ 41 の底部（即ち、ロータヘッド 38 に支持された蓋部材 69）およびピストン 42 の頂部間のデッドボリユームの大きさ、つまりピストン 42 が上死点にあるときの作動室 43 の容積を調整する必要がある。出力軸 32 のフランジ 32 d と組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r のインナーレースとの間に介在するシム 97 を薄くすると、出力軸 32 が前方（図 1 の右側）に移動するため、ロータヘッド 38 も前方に移動するが、ピストン 42 は斜板 31 に規制されて前方に移動できないため、前記デッドボリユームは減少する。逆に、前記シム 97 を厚くすると、出力軸 32 と共にロータヘッド 38 が後方（図 1 の左側）に移動するため、前記デッドボリユームは増加する。その結果、シム 97 の交換だけでデッドボリユームを任意に調整することが可能になり、デッドボリユームの調整に要する工程を削除して時間を大幅に節減することができる。

【0052】

また所定の厚さを有する単一のシム 97 を出力軸 32 のフランジ 32 d と組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r との間に挟み、斜板 31 を支持するアンギュラベアリング 30 およびロータ 22 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r を組み込んだ前部カバー 15 と、ピストン 42 … を組み込んだロータ 22 とを一つのナット 98 で締め付けるだけでデッドボリユームを調整することができるので、従来の前後 2 個のシムの厚さをそれぞれ調整する場合に比べて調整作業を簡単に行うことができる。しかもデッドボリユームの調整

に際して、ピストン 4 2…を組み込んだロータ 2 2 をケーシング本体 1 2 に組み付けたままで良いため、調整後のデッドボリユームの確認作業がピストン 4 2…および斜板 3 1 の接触状態を直接見ながら行えるようになる。

【0 0 5 3】

上述のようにして、シム 9 7 の厚さを変更することで組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r に対して出力軸 3 2 の位置を前後に調整すると、ロータ 2 2 の後端部のロータヘッド 3 8 の位置も前後に移動するが、そのロータヘッド 3 8 はケーシング本体 1 2 との間に設けたラジアルベアリング 2 4 のインナーレースに対して軸線 L 方向に摺動自在であるため、出力軸 3 2 の位置の調整に支障を来すことがない。

【0 0 5 4】

而して、膨張室 4 3 に供給された高温高圧蒸気の圧力でピストン 4 2 がシリンダスリーブ 4 1 から押し出される方向に付勢されると、ピストン 4 2 の押圧力は斜板 3 1、アンギュラベアリング 3 0、斜板ホルダ 2 8 および前部カバー 1 5 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のアウターレースを前方（図 1 の右側）に押圧し、前記ピストン 4 2 の押圧力と逆向きのシリンダスリーブ 4 1 の押圧力は、ロータヘッド 3 8 および出力軸 3 2 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースを後方（図 1 の左側）に押圧する。即ち、膨張室 4 3 に供給された高温高圧蒸気により発生する荷重は組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r の内部で打ち消され、ケーシング本体 1 2 に伝達されることはない。

【0 0 5 5】

出力軸 3 2、3 個のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5、ロータヘッド 3 8 および断熱カバー 4 0 で構成されたロータ 2 2 は熱膨張量が比較的に小さい鉄系材料で構成されているのに対し、そのロータ 2 2 を組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r およびラジアルベアリング 2 4 を介して支持するケーシング 1 1 は熱膨張量が比較的に大きいアルミニウム系材料で構成されているため、膨張機 E の低温時と高温時とで特に軸線 L に沿う方向の熱膨張量に差が発生する。

【0056】

ロータ 22 よりも熱膨張量が大きいケーシング 11 は、高温時にはロータ 22 よりも余分に膨張して軸線 L 方向の寸法が相対的に増加し、逆に低温時には余分に収縮して軸線 L 方向の寸法が相対的に減少する。このとき、ケーシング 11 とロータ 22 とは組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r を介して軸線 L 方向に位置決めされているため、両者の熱膨張量の差はラジアルベアリング 24 のインナーレースに対するロータヘッド 38 の摺動により吸収され、組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r、ラジアルベアリング 24 およびロータ 22 に軸線 L 方向の過大な荷重が作用するのが防止される。これにより、組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r およびラジアルベアリング 24 の耐久性が向上するだけでなく、ロータ 22 の支持を安定させてスムーズな回転を可能にすることができ、しかも温度変化に伴うシリンダスリーブ 41 の頂部およびピストン 42 の頂部間のデッドボリュームの変動を防止することができる。

【0057】

なぜならば、仮にロータ 22 の両端部がケーシング 11 に軸方向に移動不能に拘束されているとすると、低温時にはロータ 22 に対してケーシング 11 が軸線 L 方向に収縮しようとするため、ケーシング 11 の一部である斜板ホルダ 28 に支持された斜板 31 に頭部が当接するピストン 42 が後方に押圧され、かつケーシング 11 にラジアルベアリング 24 を介して支持されたロータヘッド 38 が前方に押圧されることで、ピストン 42 がシリンダスリーブ 41 の内部に押し込まれてデッドボリュームが減少するからである。逆に、高温時にはロータ 22 に対してケーシング 11 が軸線 L 方向に伸長しようとするため、ピストン 42 がシリンダスリーブ 41 の内部から引き出されてデッドボリュームが増加することになり、暖機完了後の通常運転状態における高温高圧蒸気の初期容積の増大、つまり膨張機 E の容積比（膨張比）の低下による熱効率の低下が発生してしまう。

【0058】

それに対して、本実施例ではロータ 22 がケーシング 11 に対して軸線 L 方向に浮動状態で支持されているため、組み合わせアンギュラベアリング 23 f, 23 r およびラジアルベアリング 24 の軸受間の間隙の増大および予荷重の低下が

防止され、温度変化に伴うデッドボリュームの変動が防止される。これにより、膨張機Eの容積比（膨張比）の変動を防止して安定した性能を確保することができる。

【0059】

特に、高温高圧蒸気を作動媒体として使用する膨張機Eでは、高温時および低温時の温度差が大きくなるため、上記効果が有効に発揮される。また高温高圧蒸気が供給されるロータリバルブ71の近傍は高温時および低温時の温度差が大きくなるが、そのロータリバルブ71に近い側に配置されたラジアルベアリング24に対してロータヘッド38が軸線L方向に摺動可能なため、ケーシング11およびロータ22の熱膨張量の差を支障なく吸収することができる。

【0060】

またロータリバルブ71の固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74のうち、ケーシング11に支持された固定側バルブプレート73はロータ22に支持された可動側バルブプレート74に向けてプリロードスプリング85…の弾発力で付勢されているため、温度変化に伴ってケーシング11およびロータ22の軸線L方向の位置関係が変動しても、固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74の摺動面77のシール性が損なわれる虞はない。それどころか、組み合わせアンギュラベアリング23f, 23rおよびラジアルベアリング24に過大な荷重が作用するのが防止されてロータ22の回転面が安定するため、前記摺動面77のシール性が向上して蒸気のリーク量を減少させることができる。

【0061】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0062】

例えば、実施例ではランキンサイクル装置の膨張機Eを例示したが、本発明の膨張機Eは他の任意の用途に適用可能である。

【0063】

【発明の効果】

以上のように請求項1に記載された発明によれば、ロータの両端部をケーシングに回転自在に支持する第1軸受けおよび第2軸受けのうち、第1軸受けのみで軸方向荷重を支持可能であるので、第1軸受けのみによってロータをケーシングに対して軸方向に位置決めしながら、ケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差によって第2軸受けとロータとの間に軸方向の荷重が加わるのを防止することができる。これにより、ケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差に起因する第1、第2軸受けに対する予荷重の低下、あるいは軸受間の間隙の変化に伴う、高温時ならびに、特に低温時における荷重の変動による耐久性の低下を防止できるだけでなく、第1、第2軸受けによるロータの支持を安定させてスムーズな回転を可能にすることができ、しかもエネルギー変換手段のデッドボリュームの変動を減少させて所望の容積比（膨張比あるいは圧縮比）を確保することができる。

【0064】

また請求項2に記載された発明によれば、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する膨張機のエネルギー変換手段を軸方向長さが大であるアキシシャルピストンシリンダ群で構成したので、低温時および高温時の温度差が大きいためにケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差が著しくなっても、第1、第2軸受けに過大な変動荷重が加わるのを防止することができる。しかもピストンおよびシリンダ間のデッドボリュームを安定させて膨張機の容積比（膨張比）が変化するのを防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

膨張機の縦断面図

【図2】

図1の2-2線断面図

【図3】

図1の3-3線矢視図

【図4】

図1の4部拡大図

【図 5】

図 1 の 5 部拡大図

【図 6】

ロータの分解斜視図

【図 7】

図 4 の 7 - 7 線断面図

【図 8】

図 4 の 8 - 8 線断面図

【図 9】

図 4 の 9 部拡大図

【図 1 0】

図 5 の 1 0 - 1 0 線断面図

【図 1 1】

図 5 の 1 1 - 1 1 線断面図

【図 1 2】

図 5 の 1 2 - 1 2 線断面図

【図 1 3】

図 5 の 1 3 - 1 3 線断面図

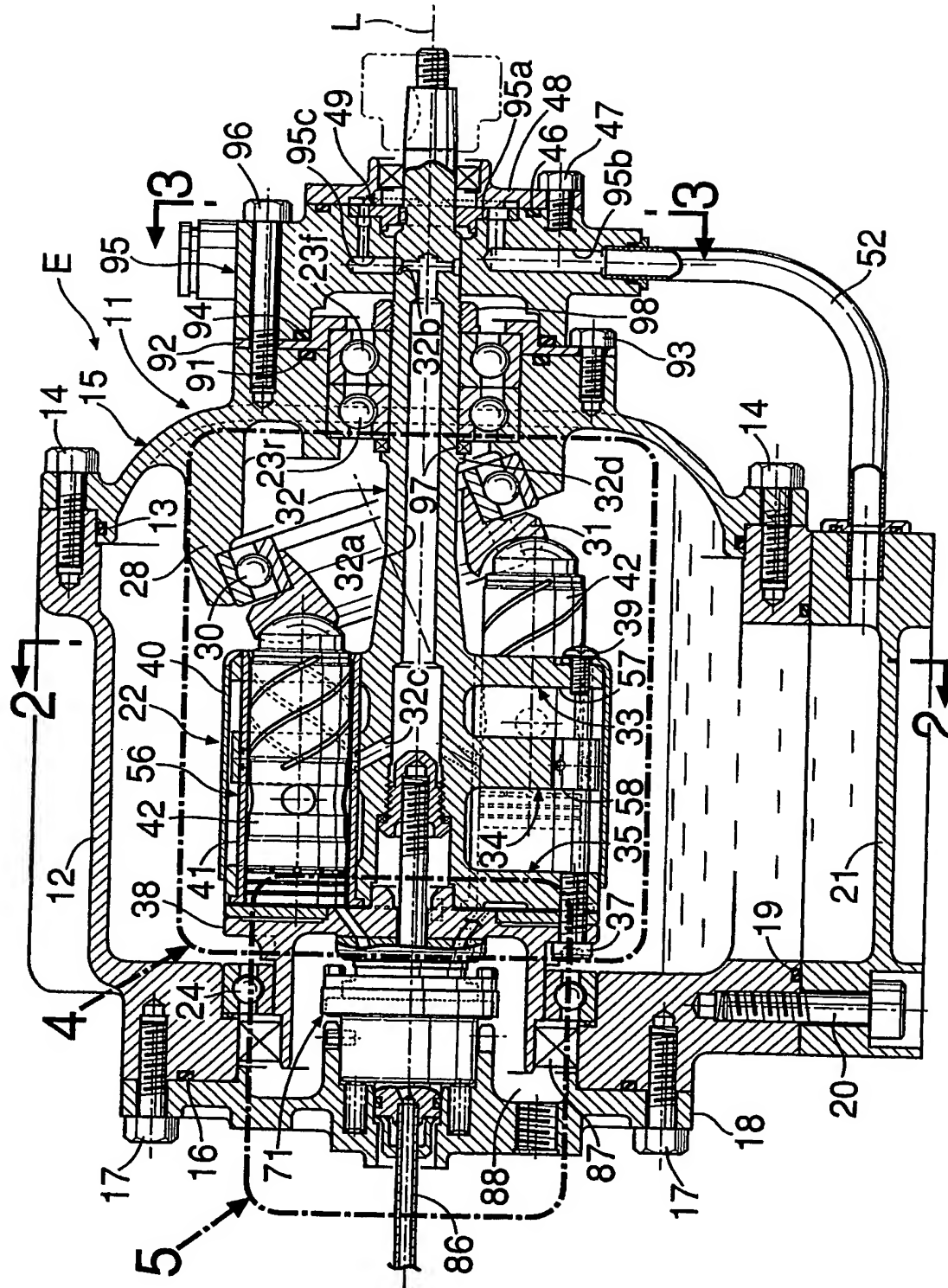
【符号の説明】

1 1	ケーシング
2 2	ロータ
2 3 f	一方の組み合わせアンギュラベアリング (第 1 軸受け)
2 3 r	他方の組み合わせアンギュラベアリング (第 1 軸受け)
2 4	ラジアルベアリング (第 2 軸受け)
5 6	アキシシャルピストンシリンダ群
E	膨張機

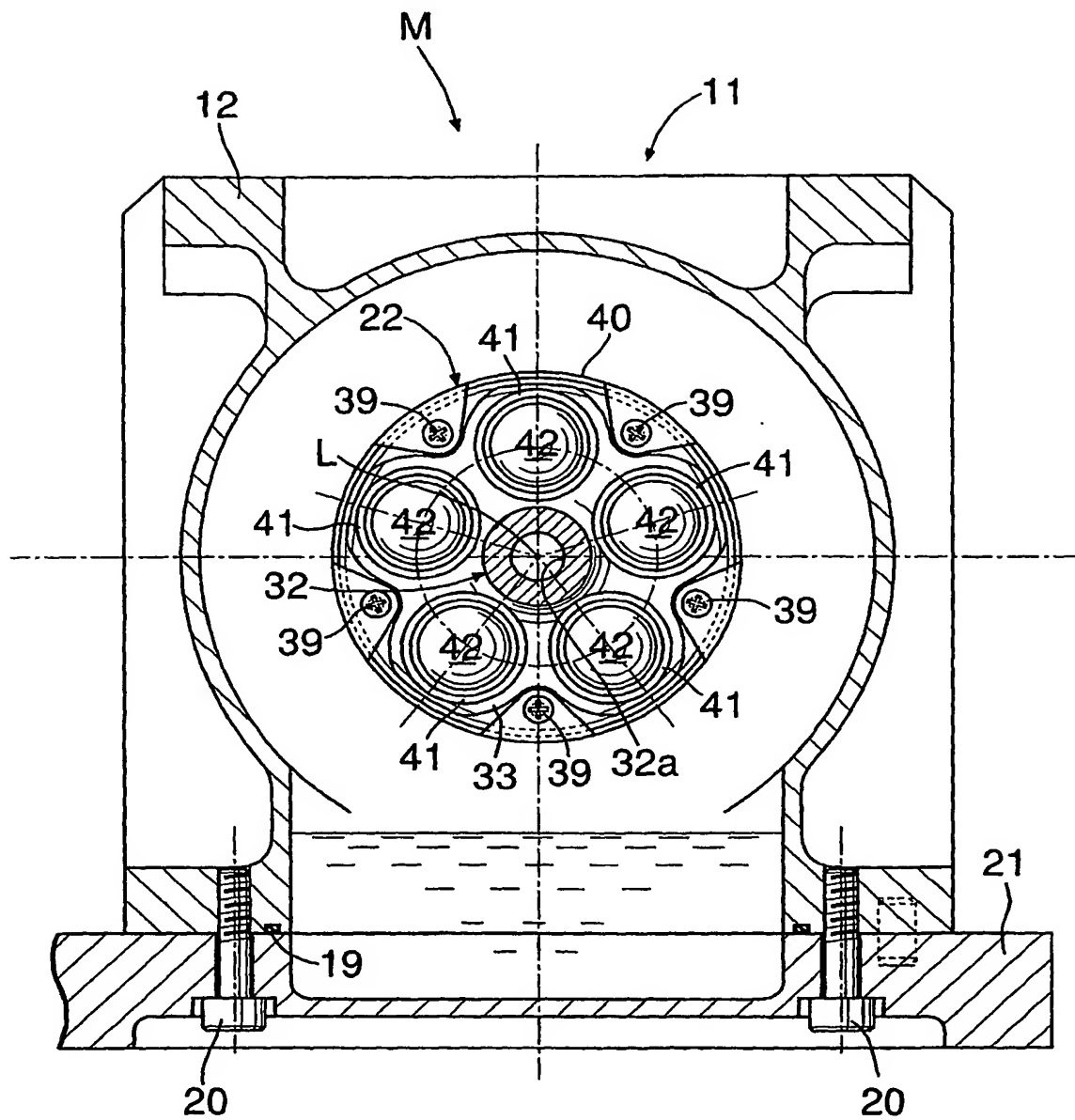
【書類名】

図面

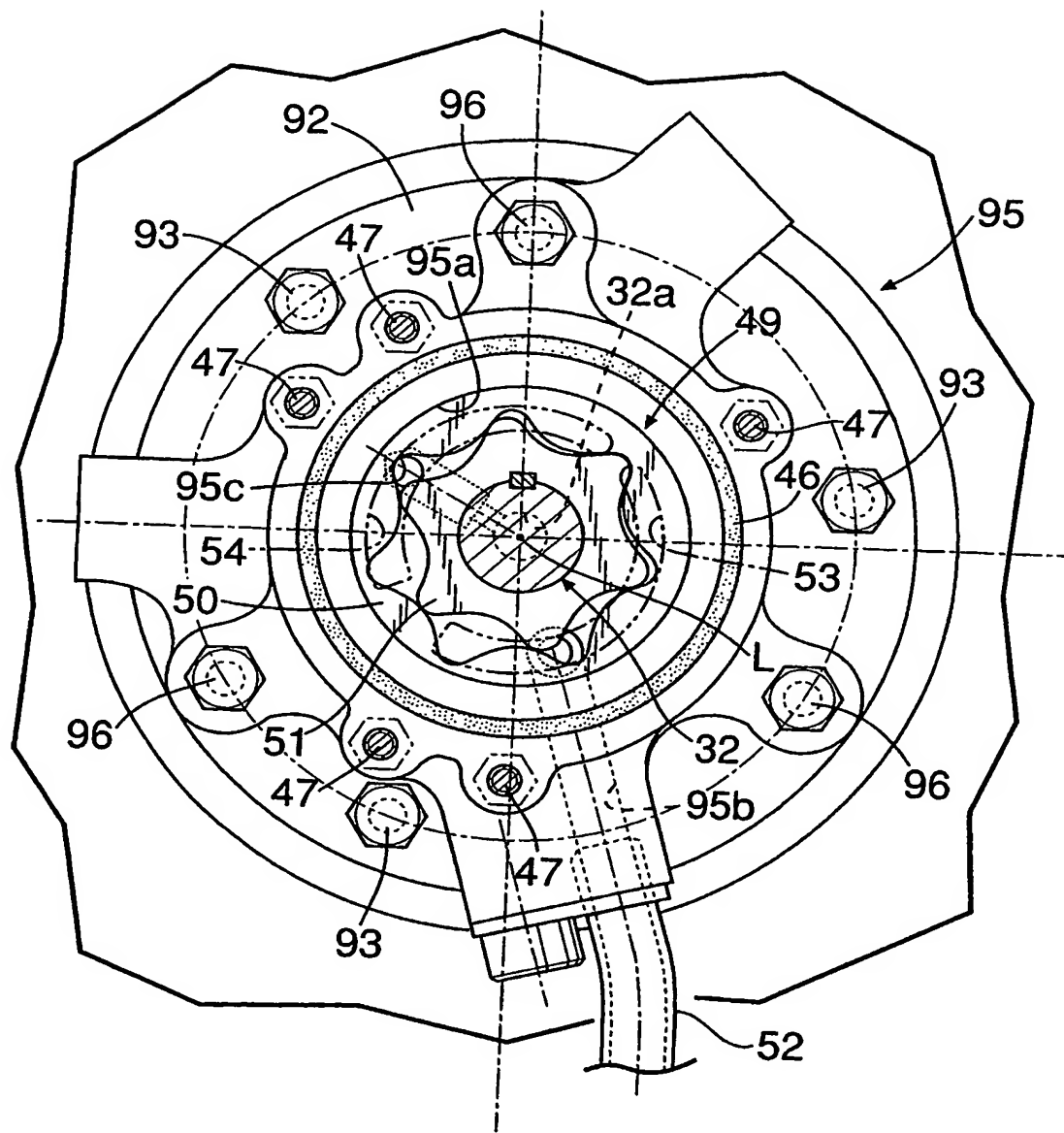
【図 1】



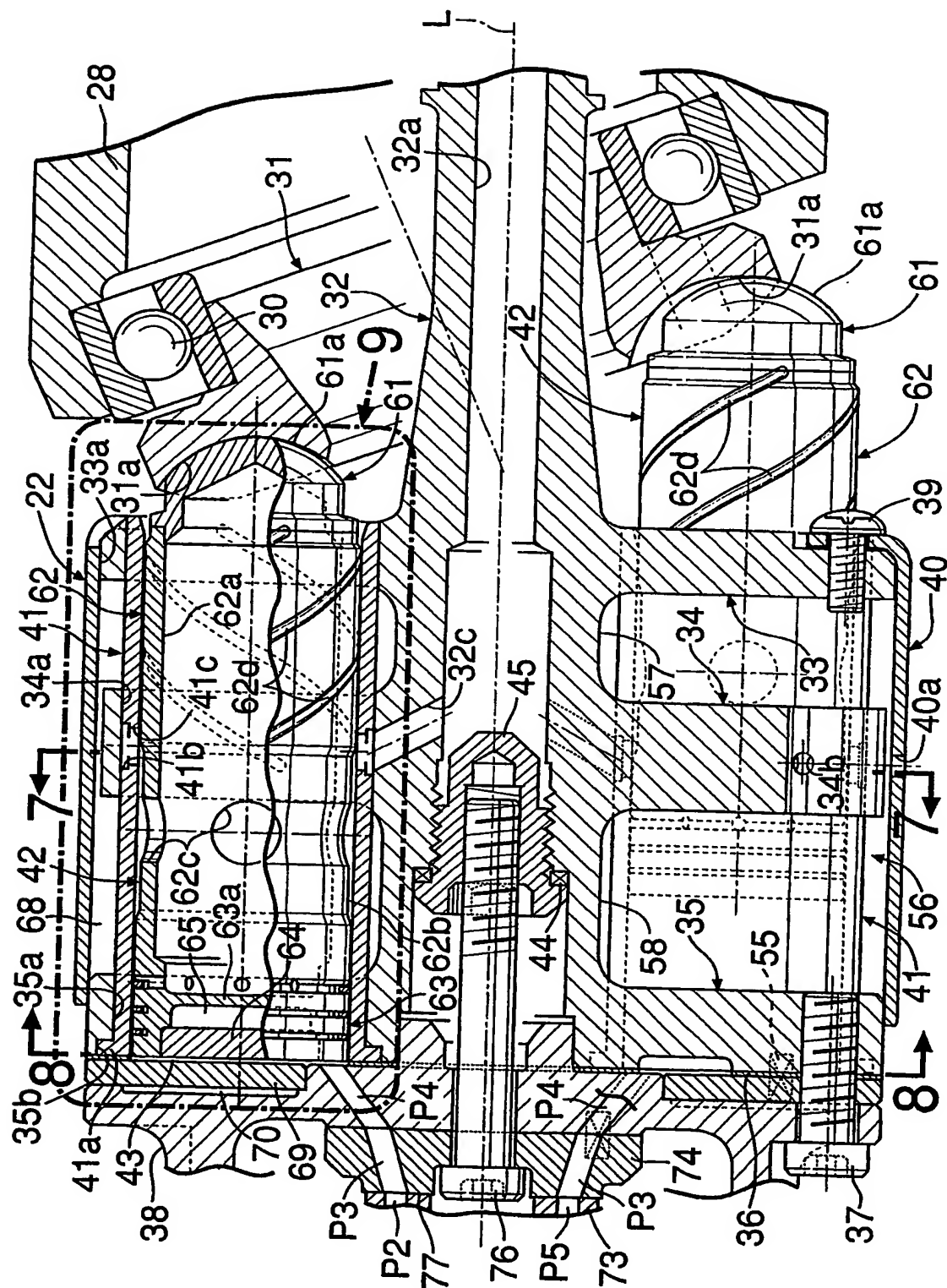
【図 2】



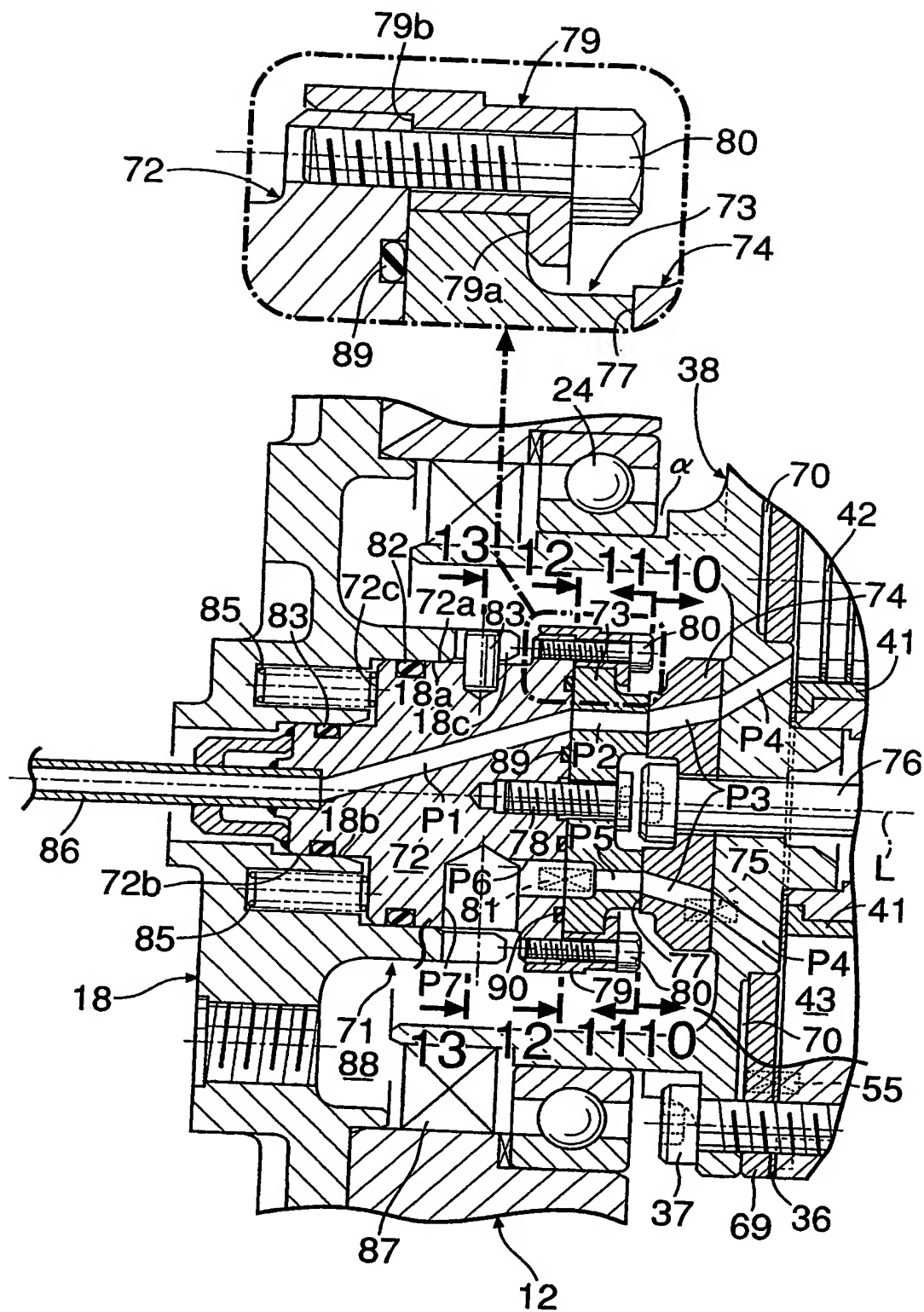
【図 3】



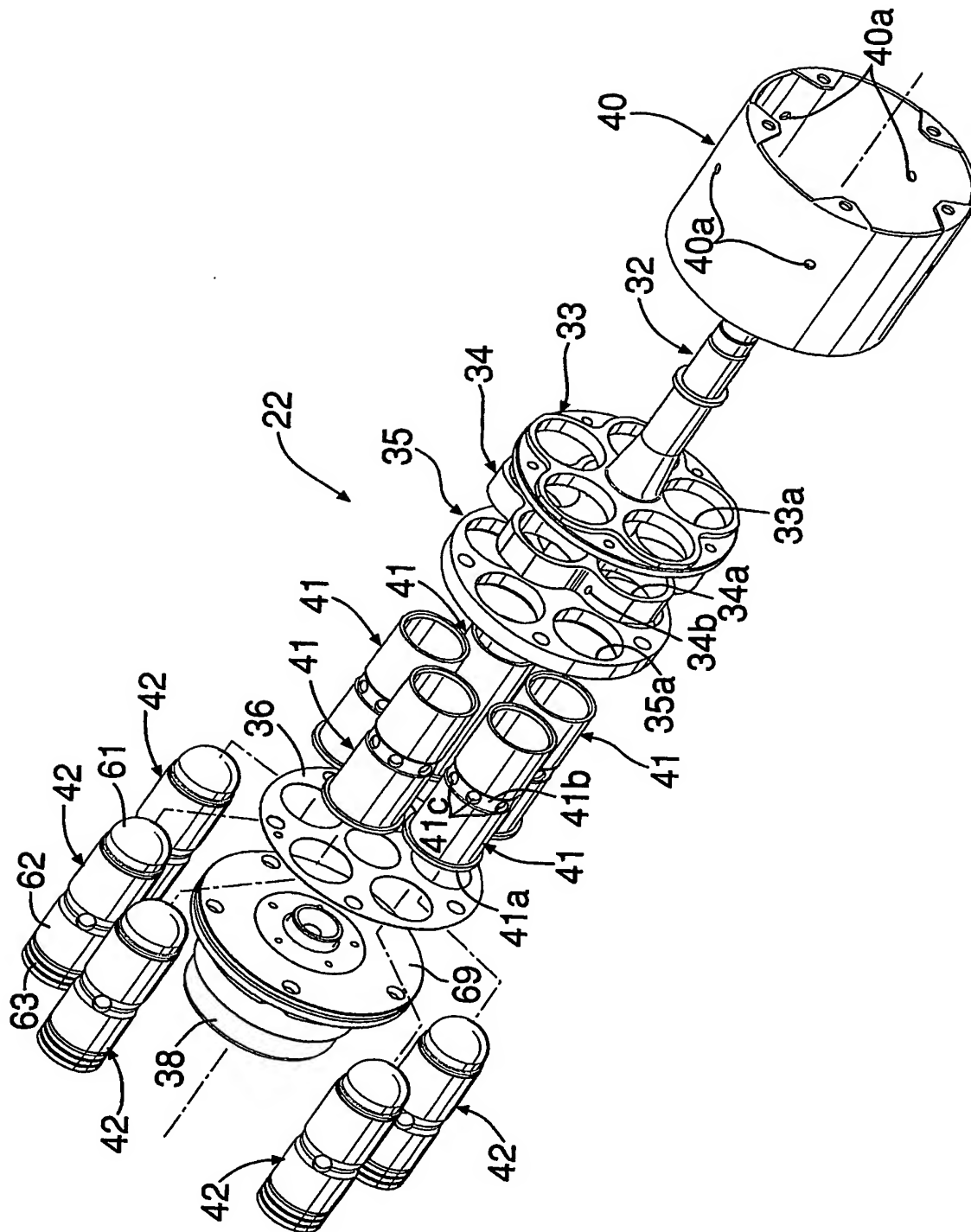
【図4】



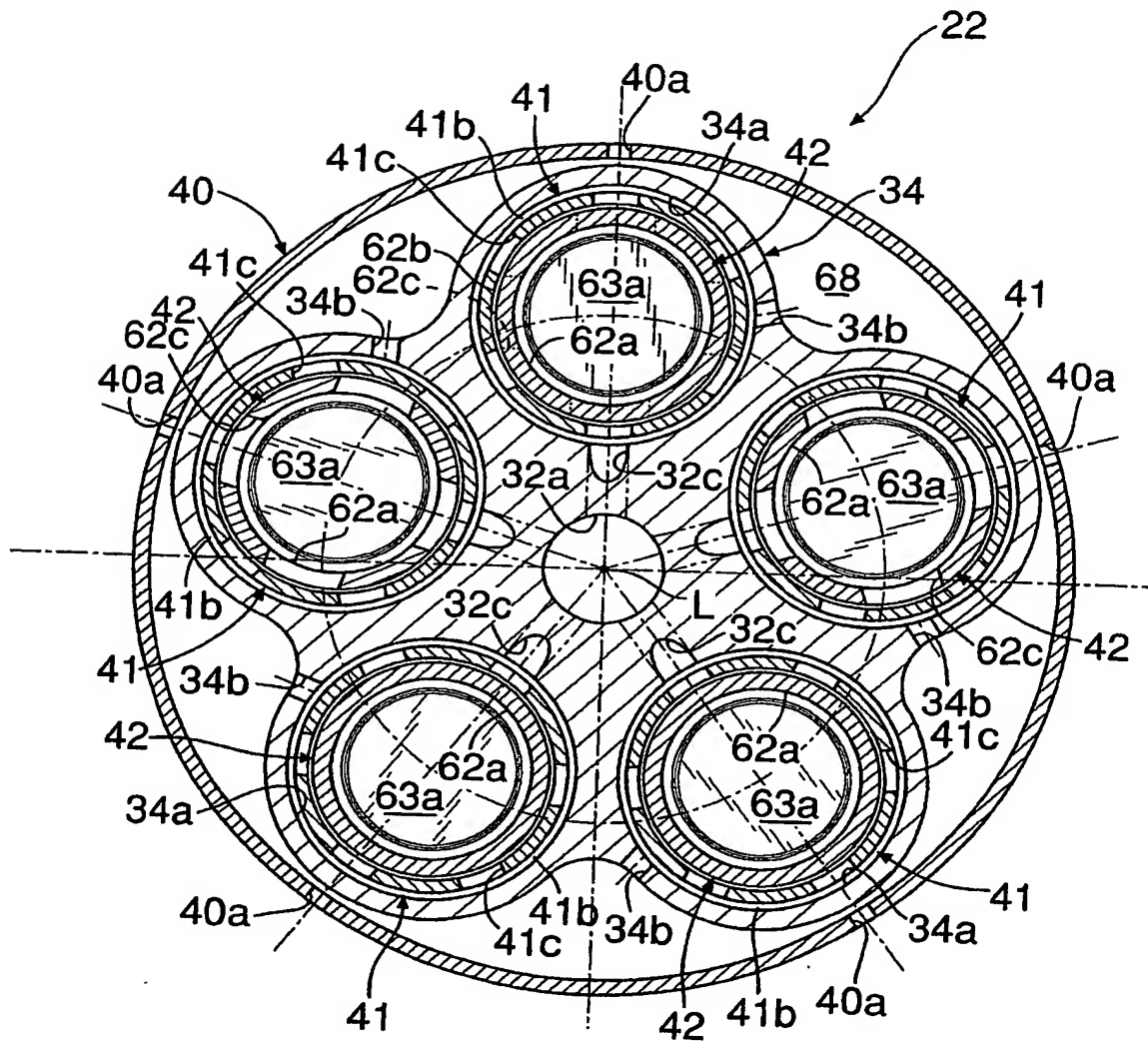
【図 5】



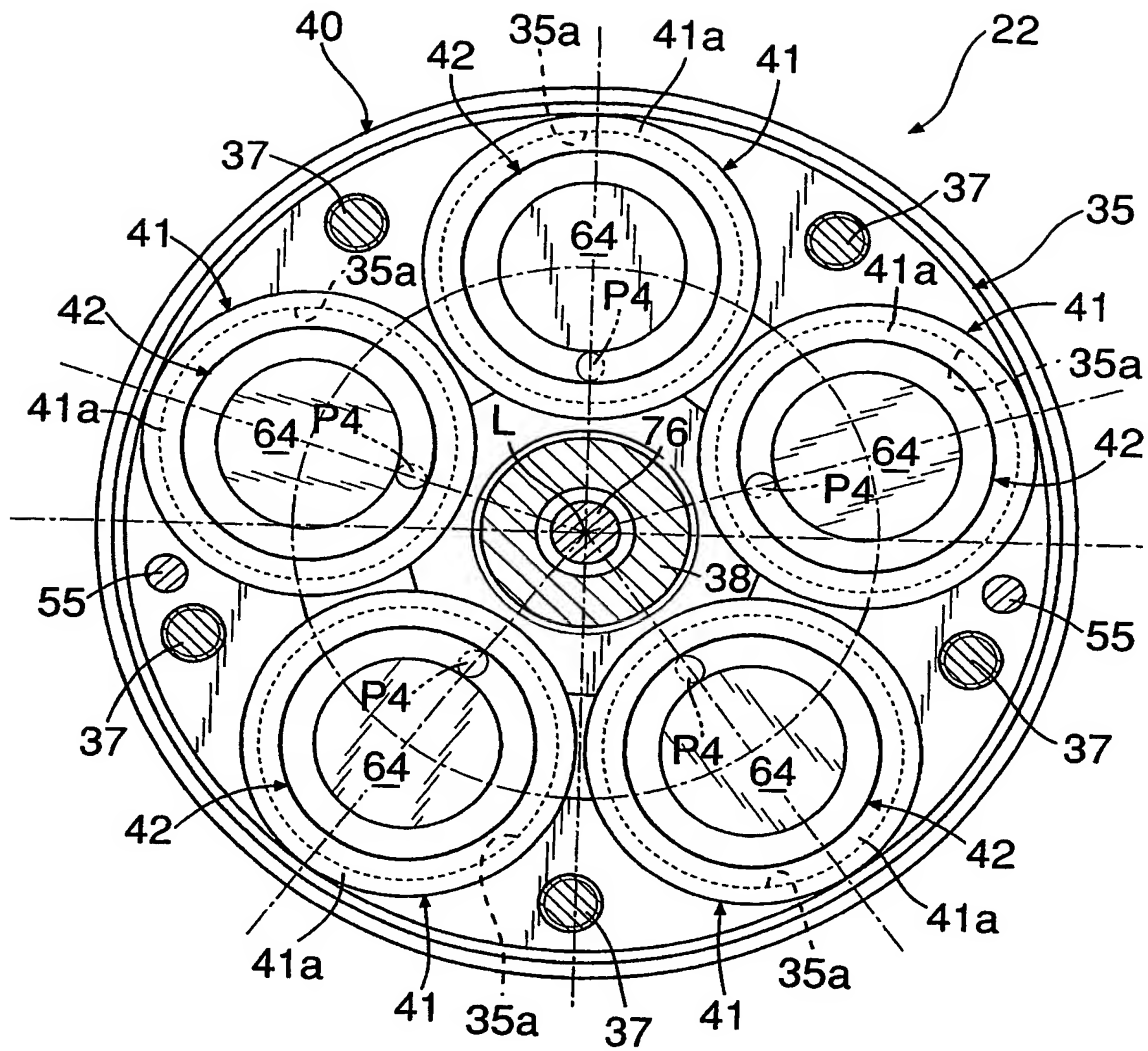
【図 6】



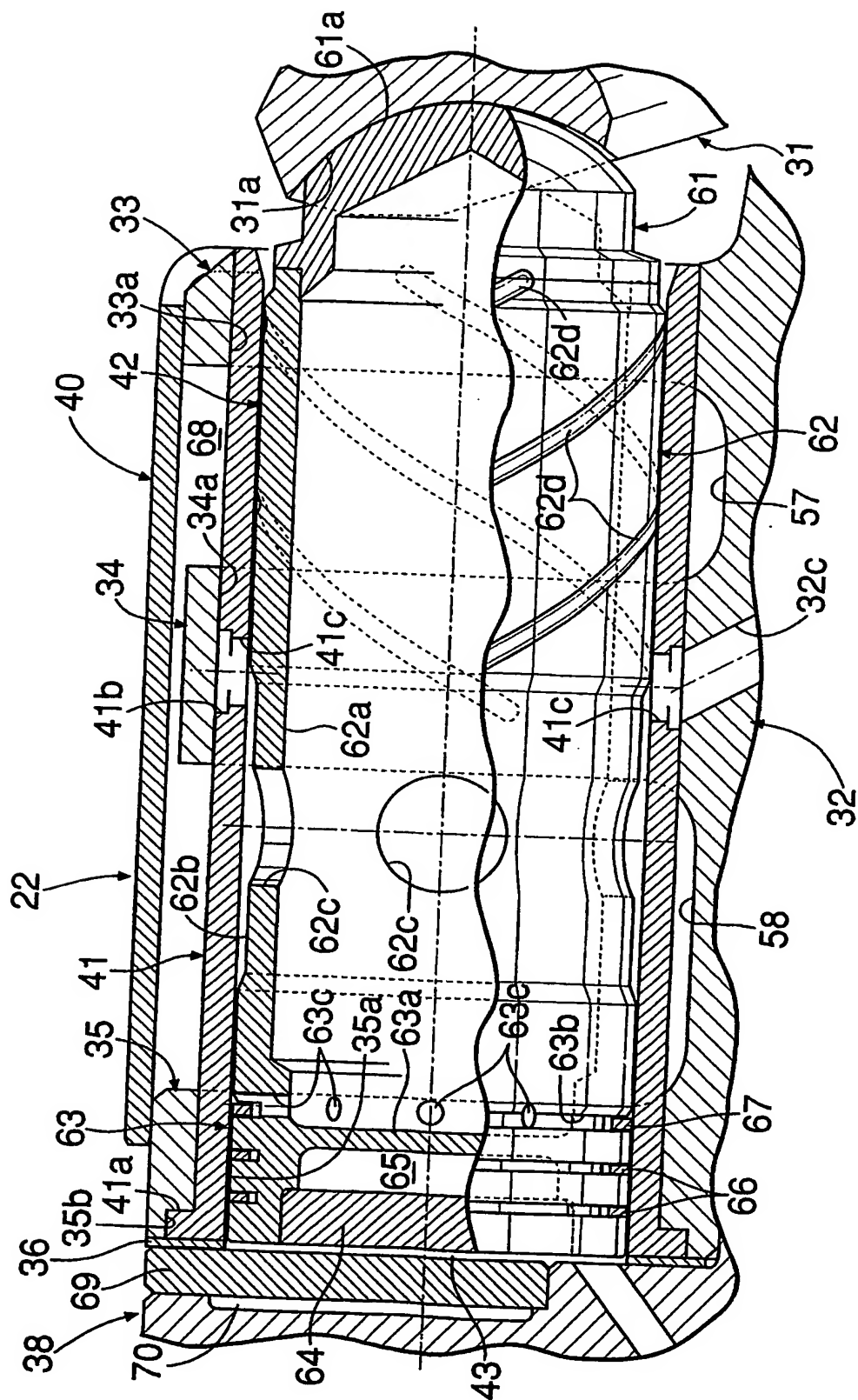
【図 7】



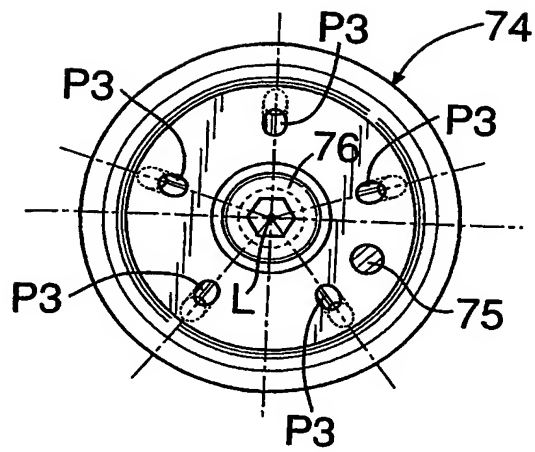
【図 8】



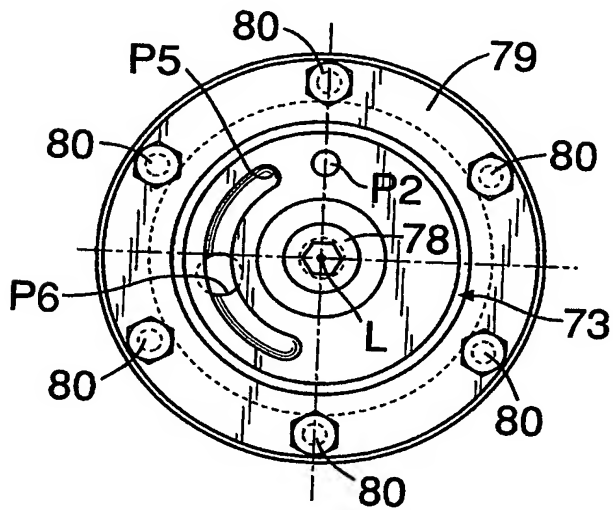
【図 9】



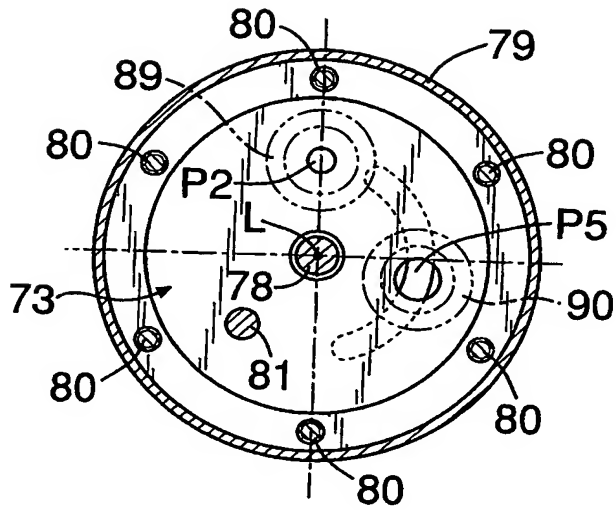
【図 10】



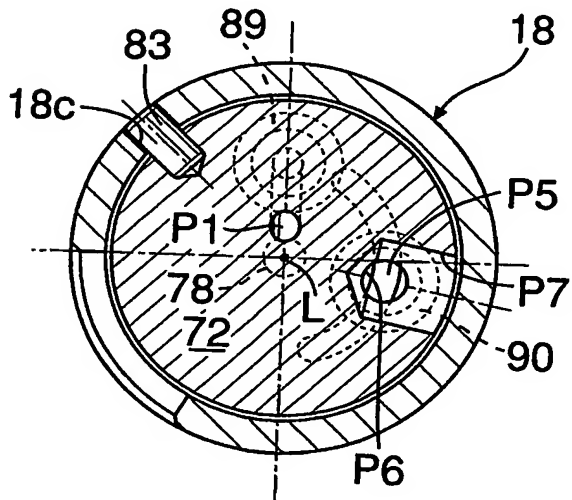
【図 11】



【図12】



【図13】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 回転流体機械のケーシングおよびロータ間の熱膨張量の差により発生する問題を効果的に解消する。

【解決手段】 作動媒体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換するアキシアルピストンシリンダ群56を備えたロータ22の両端部をケーシング11に支持する第1軸受け23f, 23rおよび第2軸受け24のうち、前記第1軸受け23f, 23rのみを軸方向荷重を支持可能な組み合わせアンギュラベアリングで構成し、前記第2軸受け24を径方向荷重を支持可能であってロータ22に対して軸方向に相対移動可能なラジアルベアリングで構成する。第1軸受け（組み合わせアンギュラベアリング）23f, 23rのみによってロータ22をケーシング11に対して軸方向に位置決めしたので、ケーシング11およびロータ22の軸方向の熱膨張量の差を第2軸受け（ラジアルベアリング）24によって支障なく吸収することができる。

【選択図】 図1

特願 2002-374329

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000005326]

1. 変更新月日

1990年 9月 6日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都港区南青山二丁目1番1号

氏 名

本田技研工業株式会社